УДК 621.565.93

Разработка и исследование теплообменного аппарата с применением пористых материалов

Канд. техн. наук **В.В. КИРЕЕВ**
ООО «Производственно-перерабатывающий комплекс», г. Тулун

A new heat exchanger «liquid-air» is offered where the process of heat exchange is intensified through the use of the tubes of a drop like section (instead of round tubes), and the surface of heat exchange is significantly increased owing to the use of net plates. The increase in heat exchanger efficiency is also achieved during evaporation on heat exchanger surface of the water injected into the flow of the cooling air.

Задача интенсификации процессов теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов является весьма актуальной в современной энергетике. Ее решение сводится к достижению не только высоких теплоаэродинамических характеристик, но и таких показателей, как надежность в эксплуатации, простота конструкции, технологичность в изготовлении, малые габаритные размеры и небольшая стоимость. Не менее важна и возможность изготовления теплообменной аппаратуры из дешевых недефицитных материалов. Предлагаемые в публикуемой ниже статье конструкции теплообменных аппаратов, на наш взгляд, отвечают вышеперечисленным требованиям.

Теплообменники с ребристыми поверхностями применяются в тех случаях, когда теплообмен происходит между двумя теплоносителями с сильно отличающимися коэффициентами теплоотдачи. Как правило, это система жидкость – воздух.

Совершенствование этих аппаратов достигается использованием новых конструкций теплообменных элементов (ТЭ), позволяющих обеспечить максимальную эффективность теплоотдачи со стороны воздуха.

В результате проведенных теоретических исследований и патентного поиска выявлено, что применение в воздушных теплообменных аппаратах труб каплеобразного сечения (вместо труб круглого сечения) позволяет увеличить эффективность теплообмена.

Из рис. 1, *а* видно, что охлаждающая среда при движении вокруг трубы каплеобразного сечения равномерно омывает всю ее поверхность, способствуя конвективному теплообмену, тогда как в случае трубы круглого сечения (рис. 1, *б*), задняя часть трубы не контактирует непосредственно с охлаждающей средой, и теплоотдача в этой зоне определяется в основном теплопроводностью стенки трубы.

Кроме того, условный диаметр проходного сечения трубы в варианте 1, *а* в 2 раза больше, чем в 1, *б*, что позволяет пропускать бо́льшие объемы жидкости.

Было выявлено, что при впрыске воды в поток воздуха часть ее образует пленку на поверхности ТЭ, которая, испаряясь, понижает температуру стенки. В результате улучшается процесс теплообмена.

Оставшаяся же часть мелкодисперсных капель воды испаряется в потоке воздуха. Он насыщается парами воды, и интенсивность процесса массообмена при этом снижается. Для того чтобы уменьшить эту долю влаги, необходима максимально развитая поверхность теплообмена, каковой, по нашему мнению, является пористая поверхность, в частности набор сетчатых пластин.

Несмотря на обилие работ, посвященных исследованию воздушных теплообменных аппаратов [1, 2, 3], в большинстве случаев в них нет полного описания процесса, аналогичного происходящему в предлагаемом теплообменнике. К тому же данные, приводимые различными авторами, иногда не совпадают. Это привело к необходимости экспериментального исследования процесса как в лабораторных, так и в производственных условиях. Лабораторные исследования проводили

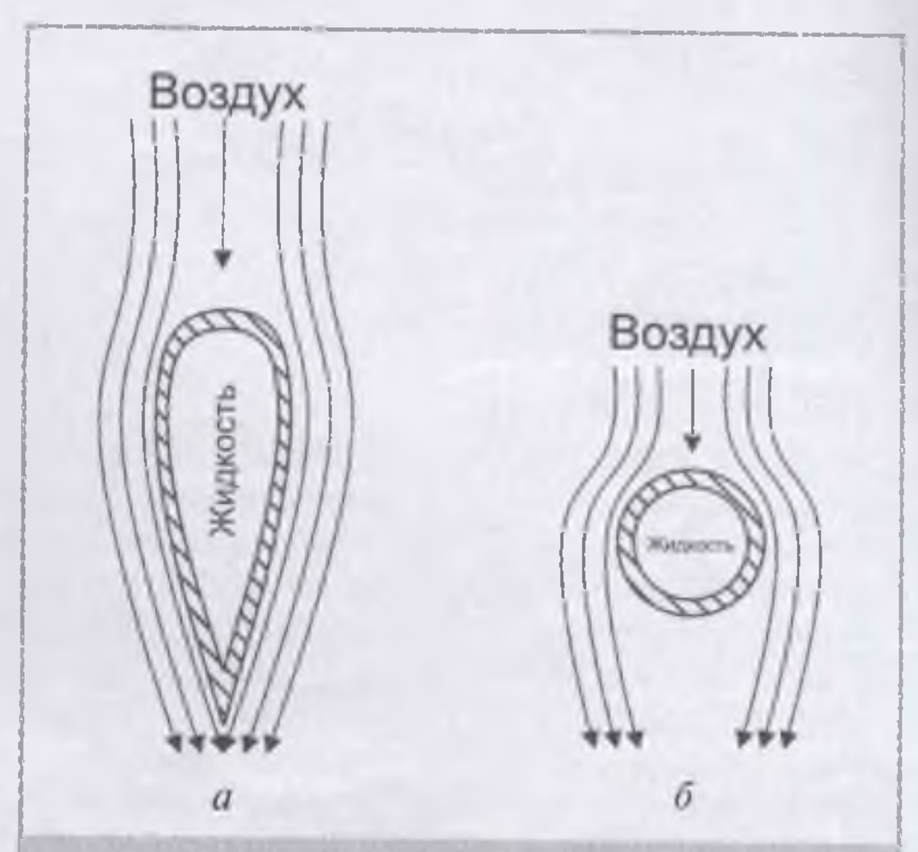

Рис. 1. Схема обтекания воздуха вокруг теплообменных элементов:
а – труба каплеобразного сечения; б – труба круглого сечения

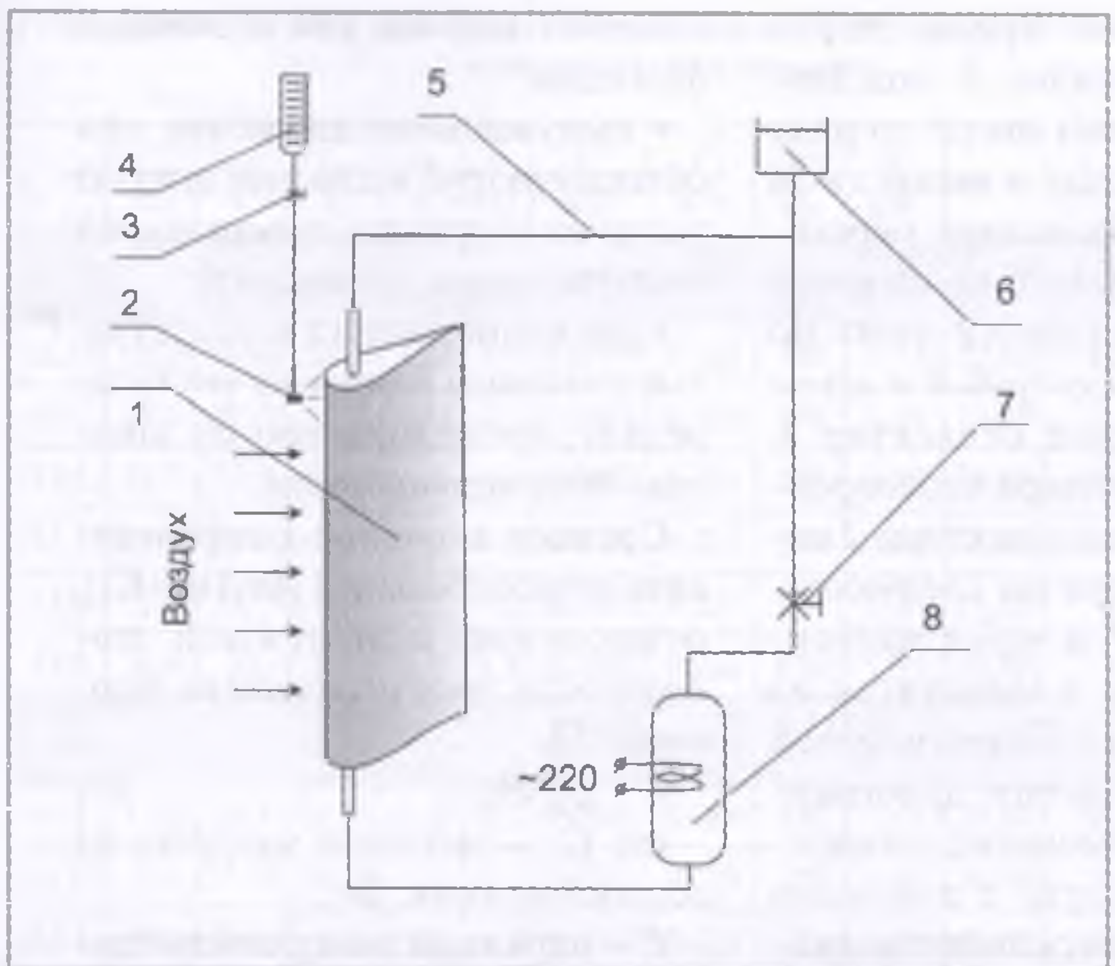

Рис. 2. Схема исследования теплообменного элемента: 1 – теплообменный элемент; 2 – форсунка; 3 – вентиль; 4 – емкость с водой; 5 –водяной контур; 6 – расширитель; 7 – регулирующий вентиль; 8 – нагреватель

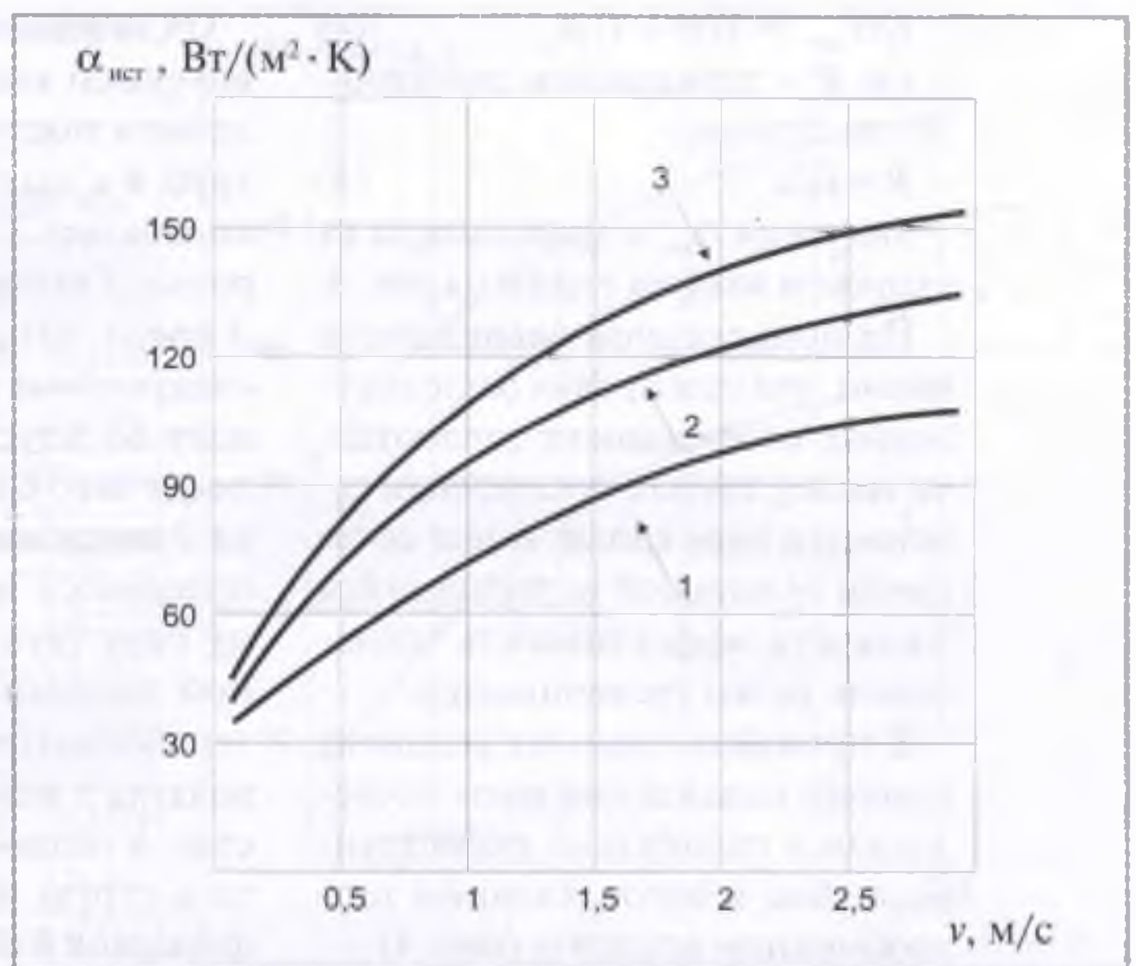

Рис. 3. Зависимость истинного коэффициента теплоотдачи от поверхности ТЭ к охлаждающей среде от скорости воздуха: 1 – цилиндрическая труба; 2 – каплеобразная труба; 3 – каплеобразная труба с орошением водой

на стенде (рис. 2). Изучали два теплообменных элемента, представляющие собой отрезки трубы длиной по 450 мм:

- круглого сечения диаметром 15 мм;
- каплеобразного сечения с полуокружностью того же диаметра.

Для повышения теплоотдачи со стороны подачи воздуха перед ТЭ установлена форсунка *2*, обеспечивающая мелкодисперсный распыл воды, поступающей из емкости *4*. Регулирование давления воды осуществляется вентилем *3*.

Схема лабораторных исследований такова. Вода, проходя через нагреватель *8* по трубам водяного контура *5*, поступает в теплообменный элемент *1*. Мощность нагрева и температура воды регулируются реостатом, расход жидкости – регулирующим вентилем *7*. Нужный расход воздуха обеспечивается вентилятором с регулятором напряжения. Уровень жидкости в системе поддерживается при помощи расширителя *6*. Выход на стационарный режим определяют по постоянству параметров в точках замера температуры воды и воздуха и расходов теплоносителей.

Температуру охлаждающего воздуха и температуру воды на входе и выходе из ТЭ замеряли с помощью хромель-копелевых термопар диаметром 0,1 мм. В качестве регистрирующего прибора применялся 12-точечный самопишущий потенциометр КСП-8, включенный в сеть через разделительный трансформатор. Термопары были предварительно протарированы в термостате. Холодные спаи помещали в сосуд Дьюара, температура плавления льда в котором контролировалась ртутным термометром с ценой деления 0,1 °С.

Для снятия текущих значений теплового потока, отводимого от ТЭ, был применен малоинерционный датчик ДТП-05 ТУ № 10158, разработанный Киевским технологическим институтом пищевой промышленности. Показания регистрировались самопишущим потенциометром КСП-4.

Скорость воздуха измеряли крыльчатым анемометром на расстоянии 50...100 мм от ТЭ.

В лабораторных испытаниях тепловой поток (Вт/м^2) находили из выражения

$$q = AK, \quad (1)$$

где A – показания по диаграмме потенциометра КСП-4, мВ;

K – рабочий коэффициент датчика-тепломера, Вт/(м^2·мВ).

Для датчика ДТП-0.5 ТУ K = = 41,6 Вт/(м^2·мВ)

По величине разности текущих температур стенки трубы $T_n(\tau)$ и охлаждающей среды $T_c(\tau)$ и соответствующему им значению удельного теплового потока $q(\tau)$ находили значение коэффициента теплоотдачи от ТЭ к охлаждающей среде:

$$\alpha(\tau_n) = q(\tau)/[T_n(\tau) - T_c(\tau)]. \quad (2)$$

Значение $\alpha(\tau_n)$ вычисляли по формуле (2) в диапазоне температур от 363 до 293 К с шагом 10 К.

Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи α для заданной скорости охлаждающей среды и расхода впрыскиваемой жидкости определяли как

$$\alpha = [\sum\alpha(\tau_n)]/n. \quad (3)$$

Истинное значение коэффициента теплоотдачи определяли из выражения

$$1/\alpha_{ист} = 1/\alpha - 1/R, \quad (4)$$

где R – термическое сопротивление стенки;

$$R = \delta/\lambda. \quad (5)$$

Значения $\alpha_{ист}$ в зависимости от скорости воздуха v даны на рис. 3.

Из приведенной зависимости видно, что при прочих равных условиях коэффициент теплоотдачи выше у трубы с поперечным сечением в виде капли. А при обтекании ее пленкой испаряющейся жидкости эффективность теплоотдачи резко увеличивается.

В производственных условиях процесс охлаждения воды исследовали в специально сконструированном и изготовленном теплообменном аппарате (рис. 4).

Трубы *4* в поперечном сечении имеют вид вытянутой капли, что позволяет увеличить поверхность теплообмена и уменьшить турбулизацию воздуха. Для улучшения теплообмена трубы расположены в шахматном порядке. Выпуклая и вытянутая стороны трубы крепятся к соответствующим сетчатым пластинам *5*.

Теплообменный аппарат работает следующим образом (см. рис. 4 и 5).

Охлаждаемая среда через впускной коллектор *2* под давлением поступает вверх по ряду труб *4* с выходом в выпускной коллектор *3*. Благодаря перегородке *7* выпускного коллектора *3* среда направляется вниз по следующему ряду труб *4* и затем идет во впускной коллектор *2*, после чего благодаря перегородке *7* впускного коллектора *2* направляется вверх по следующему ряду труб *4* и через выпускной коллектор *3* выводится из теплообменника. Перед подачей воздуха в межтрубное пространство *6* теплообменного аппарата в струю воздуха с помощью форсунок *8* впрыскивают мелкодисперсные капли воды. Воздух, проходя через сетчатые пластины *5* и ряды труб *4*, забирает теплоту охлаждаемой среды, проходящей по трубам *4*, и выходит с другой стороны теплообменника.

При впрыске мелкодисперсной воды в поток воздуха влага испаряется на теплообменных поверхностях аппарата, понижая температуру стенки.

Охлаждаемый воздух, циркулирующий по теплообменнику, выполняет как бы две основные функции:

- вынужденное движение при обтекании труб и пластин отводит тепло от наружных поверхностей (вынужденная конвекция);
- движение воздуха через сетчатые пластины влияет на теплопередачу, происходящую по законам теплопроводности.

Среднее значение коэффициента теплопередачи k [Вт/(м^2 · К)], отнесенное к наружной поверхности, рассчитывали по формуле [3]

$$k = Q_k/F\theta, \quad (6)$$

где Q_k – тепловая нагрузка на теплообменник, Вт;

F – наружная поверхность теплообменника, м^2;

θ – среднелогарифмическая разность температур, К.

Для составления теплового баланса теплообменника определяем количество теплоты, отводимое от охлаждаемой воды,

$$Q_w = c_p \rho_w \bar{V}_w \Delta t_w, \quad (7)$$

где c_p – теплоемкость воды;

ρ_w – плотность воды;

$\bar{V}_w$ – объемный расход воды;

Δt_w – измеренный перепад температур по воде.

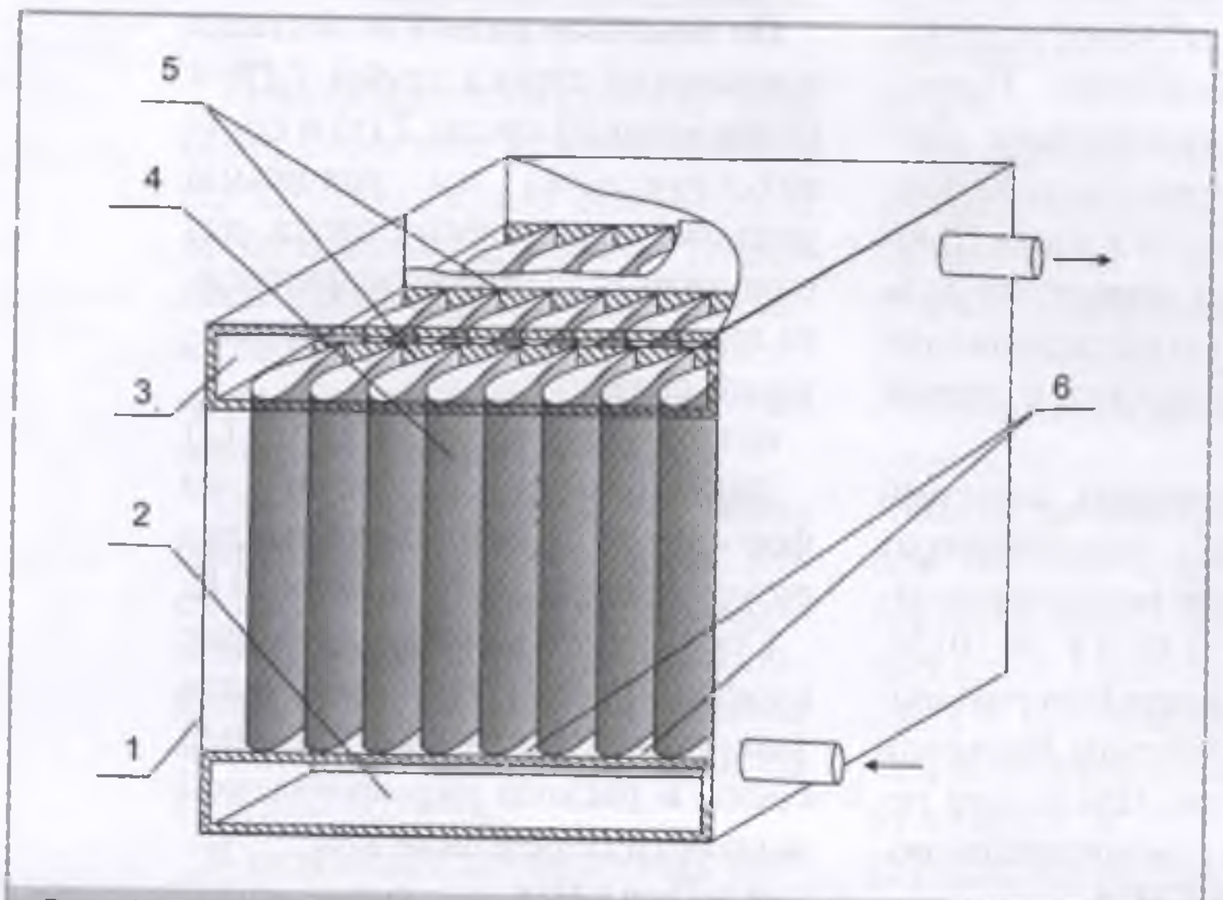

Рис. 4. Теплообменный аппарат:
1 – корпус; 2 – впускной коллектор; 3 – выпускной коллектор; 4 – трубы; 5 – сетчатые пластины; 6 – межтрубное пространство

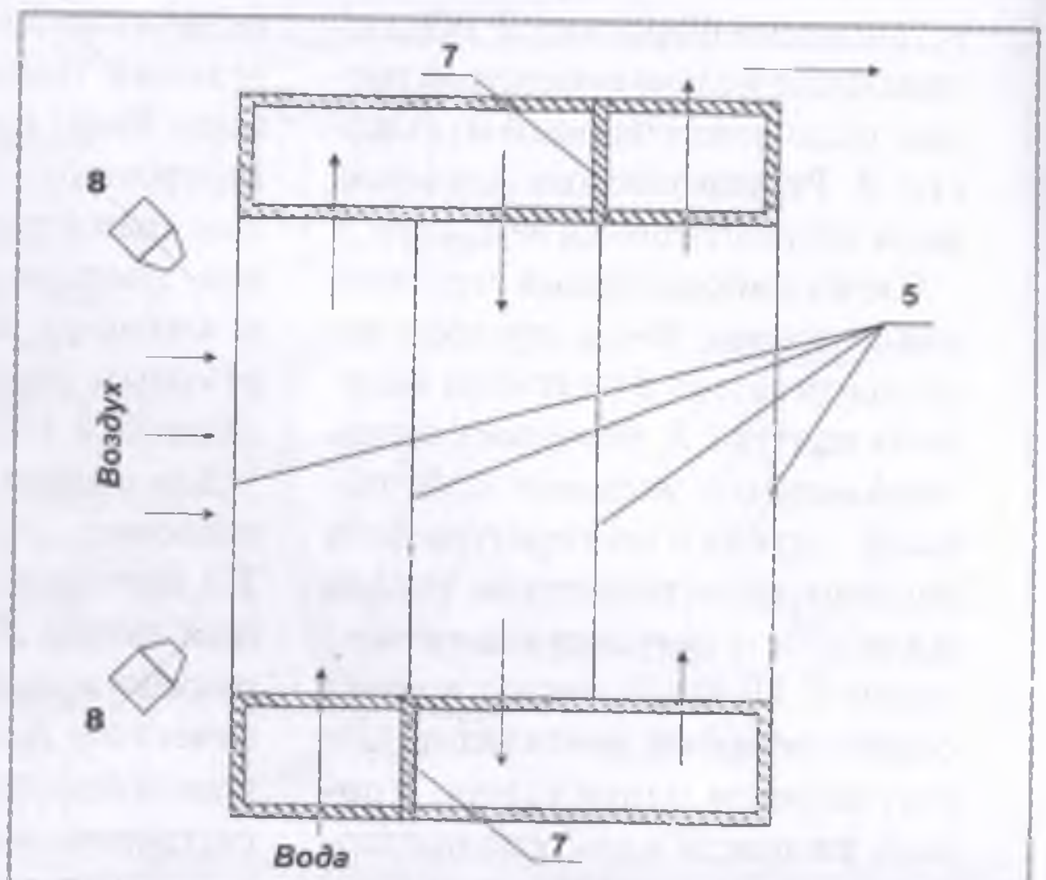

Рис. 5. Схема движения охлаждающей среды:
5 – сетчатые пластины; 7 – перегородки коллектора; 8 – форсунка

Результаты экспериментальных исследований воздушного теплообменника с пористыми пластинами

$t_{в1}$, °C	$t_{в2}$, °C	t_{w1}, °C	t_{w2}, °C	Δt_w, °C	$\Delta t_в$, °C	V_w, м³/с	$V_в$, м³/с	Δp*, Па	$Q_д$, кВт	θ, °C	k, Вт/(м²·град)	$w_л$**, м/с
Прямоток												
12,35	18,25	38,48	37,1	1,38	5,9	0,0002	0,165	140	1,15	22,29	44,01	0,1889
12,5	18,5	39,03	37,5	1,53	6,0	0,0002	0,180	200	1,28	22,55	48,42	0,206
12,5	18,7	38,3	36,5	1,8	6,2	0,0002	0,204	270	1,50	20,55	48,42	0,206
13,1	19,6	38,9	37	1,9	6,5	0,0002	0,215	380	1,58	21,32	63,21	0,246
13,0	20	39,7	37,5	2,2	7,0	0,0002	0,221	520	1,83	21,66	72,06	0,253
13,0	20,9	39	36,7	2,3	7,9	0,0002	0,235	620	1,92	20,48	79,96	0,269
Противоток												
12,7	17,6	39,8	38,55	1,25	5,1	0,0002	0,165	140	1,04	23,87	37,16	0,1889
12,9	18,6	37,15	35,45	1,7	5,7	0,0002	0,180	200	1,42	20,48	59,14	0,206
13,5	20	38,1	37,2	1,8	6,5	0,0002	0,204	270	1,50	20,35	62,87	0,234
12,9	20	38,2	37,7	1,9	7,1	0,0002	0,215	380	1,58	20,69	65,14	0,246
13,9	24,4	37	37,8	2,1	7,5	0,0002	0,221	520	1,75	19,06	78,31	0,253
13,3	21,2	37,6	36,7	2,3	7,9	0,0002	0,236	620	1,92	19,26	85,03	0,269

* Δp – потери давления в теплообменнике; ** $w_л$ – средняя скорость воздуха в порах сетчатых пластин.

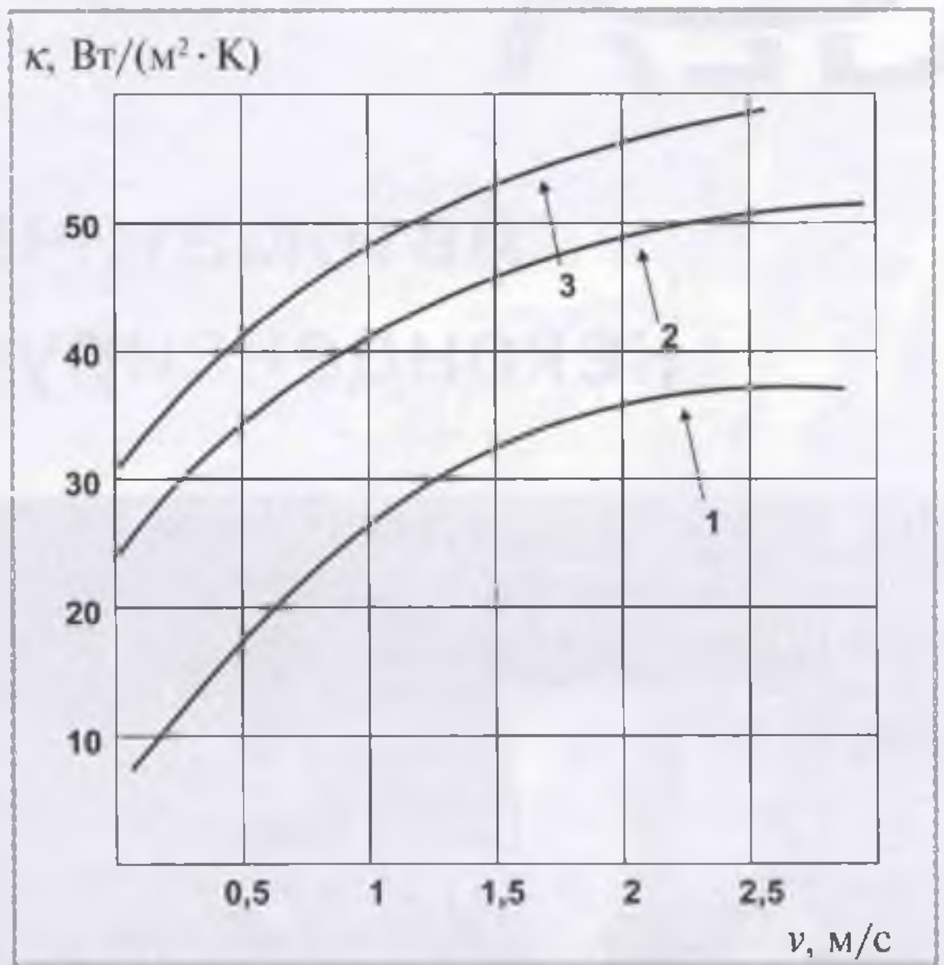

Рис. 6. Зависимость изменения коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата от скорости охлаждающей среды (Т воздуха = 278 К) при скорости движения воды по трубам 0,1 м/с: 1 – без сетчатых пластин; 2 – с сетчатыми пластинами; 3 – с сетчатыми пластинами и впрыском воды

Количество теплоты, отдаваемое водой воздуху,

$$Q_в = c_{рв}\rho_в \bar{V}_в \Delta t_в, \qquad (8)$$

где $c_{рв}$ – теплоемкость воздуха;

$\rho_в$ – плотность воздуха;

$\bar{V}_в$ – объемный расход воздуха через теплообменник;

$\Delta t_в$ – нагрев воздуха в теплообменнике.

Несходимость теплового баланса при обработке всех опытных данных не превышала 5%.

Среднелогарифмическая разность температур в режиме прямотока

$$\theta = \frac{(t_{w1} - t_{в1}) - (t_{w2} - t_{в2})}{\ln[(t_{w1} - t_{в1})/(t_{w2} - t_{в2})]} \qquad (9)$$

и противотока

$$\theta = \frac{(t_{w1} - t_{в2}) - (t_{w2} - t_{в1})}{\ln[(t_{w1} - t_{в2})/(t_{w2} - t_{в1})]}, \qquad (10)$$

где t_{w1} и t_{w2} – температуры воды на входе и выходе из теплообменника;

$t_{в1}$ и $t_{в2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из теплообменника.

Результаты эксперимента представлены в таблице.

Так как основная величина потерь давления в теплообменнике определяется скоростью воздуха в наиболее узком сечении, которым является фронтальное сечение аппарата (а не площадь пористой пластины, через которую происходит фильтрация воздуха), можно достигнуть снижения общих потерь давления в теплообменнике. Для этого необходимо обеспечить примерное равенство площади фронтального сечения теплообменника и площади фильтрации пористой пластины. Такое конструктивное исполнение позволит увеличить скорость движения воздуха через аппарат и приведет в целом к дальнейшему увеличению коэффициента теплопередачи при сохранении потерь давления в допустимых пределах.

В результате анализа экспериментальных данных (рис. 6) выявлено, что охлаждение в данном теплообменнике интенсифицируется благодаря применению труб каплеобразной формы, сетчатых пластин, обладающих развитой поверхностью теплообмена, и впрыску в охлаждающую среду мелкодисперсной жидкости.

Предварительный анализ данных показывает, что величина коэффициентов теплопередачи при допустимых потерях давления (в пределах 250...500 Па) составляет 60...80 Вт/(м² · К), что выше, чем в обычных ребристых теплообменниках – 50 Вт/(м² · К).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р.* Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.

2. *Лебедев П.Д., Щукин А.А.* Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.

3. *Ульянов Б.А., Бадеников В.Я., Щелкунов Б.И., Патрушев К.Ю.* Расчет теплообменных аппаратов. – Иркутск: ИГТУ, 2001. – 215 с.

МИКОЛАЇВСЬКА ДЕРЖАВНА ОБЛАСНА БІБЛІОТЕКА ім. О. Гмирьова 54001, м. Миколаїв, вул. Московська, 9